

УДК 621.224

А.В. РУСАНОВ, д-р техн. наук; с.н.с. ИПМаш НАН України, Харків;
П.Н. СУХОРЕБРЬЙ, канд. техн. наук; с.н.с. ИПМаш НАН України, Харків;
О.Н. ХОРЕВ, канд. техн. наук; с.н.с. ИПМаш НАН України, Харків;
Д.Ю. КОСЬЯНОВ, канд. техн. наук; мл.н.с. ИПМаш НАН України, Харків;
Ю.В. ГОРОДЕЦКИЙ, вед. инженер ИПМаш НАН України, Харків

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ И АНАЛИЗ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОСЕВОЙ ПОВОРОТНО-ЛОПАСТНОЙ ГИДРОТУРБИНЫ

Представлены результаты расчетного исследования пространственного вязкого течения жидкости в проточной части вертикальной осевой поворотно-лопастной гидротурбины, разработанной на напор 20 м. Моделирование течения выполнено на основе численного интегрирования уравнений Рейнольдса и двухпараметрической модели турбулентности Ментера (*SST*). Расчеты проведены с помощью программного комплекса *FlowER-U*. Дан анализ структуры потока, осредненных параметров и потерь энергии во всех элементах проточной части. Предложен вариант усовершенствованной лопасти рабочего колеса.

Ключевые слова: численное моделирование, вязкое течение, спиральная камера, гидротурбина, потери энергии.

Введение

Для дальнейшего повышения эффективности гидротурбин необходимо проводить исследования, основанные на совместном применении численного и физического моделирования течения в элементах проточных частей (ПЧ). Численные исследования позволяют существенно сократить объем дорогостоящих модельных испытаний при проектировании новых ПЧ с учетом условий конкретных ГЭС либо модернизации существующих ПЧ ранее сооруженных ГЭС.

В статье представлены результаты численного исследования течения жидкости в элементах ПЧ номенклатурной осевой поворотно-лопастной гидротурбины, разработанной на напор 20 м [1]. Гидротурбины такого типа установлены на большинстве ГЭС Украины. Для данной гидротурбины известны геометрические параметры ПЧ и универсальная характеристика модели, полученная по результатам испытаний на гидродинамическом стенде.

1 Математическая модель и объект исследования

Исследование выполнено с помощью программного комплекса *FlowER-U*, позволяющего рассчитывать пространственные вязкие течения несжимаемой жидкости в ПЧ гидротурбин. Моделирование течений осуществляется на основе численного интегрирования уравнений Рейнольдса с дополнительным членом, содержащим искусственную сжимаемость. Для учета турбулентных эффектов применяется дифференциальная двухпараметрическая модель *SST* Ментера. Численное интегрирование уравнений проводится с помощью неявной квазимоноотонной схемы Годунова второго порядка аппроксимации по пространству и времени [2, 3].

Расчетная область ПЧ гидротурбины описывалась сеткой с общим числом ячеек 5,5 млн.: спиральная камера – 2 млн., один межлопаточный канал в решетке направляющего аппарата (НА) – 500 тыс., один межлопаточный канал в решетке рабочего колеса (РК) – 500 тыс., отсасывающая труба – 2,5 млн.

© А.В. Русанов, П.Н. Сухоребрий, О.Н. Хорев, Д.Ю. Косьянов, Ю.В. Городецкий, 2014

Исследования выполнены для геометрически подобной модели с диаметром РК $D_1 = 1$ м при напоре $H = 1$ м. Проточная часть включает: спиральную камеру СУБ-0,43-210°, решетку НА с числом симметричных лопаток $z_0 = 28$ высотой $b_0 = 0,43D_1$, РК ПЛ 20/811 с диаметром втулки $d_{вт} = 0,4D_1$ и числом лопастей $z_1 = 4$, а также отсасывающую трубу с коленом типа КУ-1ПЛ (рис. 1). Расчеты проведены для оптимального угла установки лопасти РК $\varphi_{л} = 16^\circ$ при четырех положениях открытия НА и соответствующих им значениям приведенного расхода и частот вращения, определенным по универсальной характеристике (табл. 1).

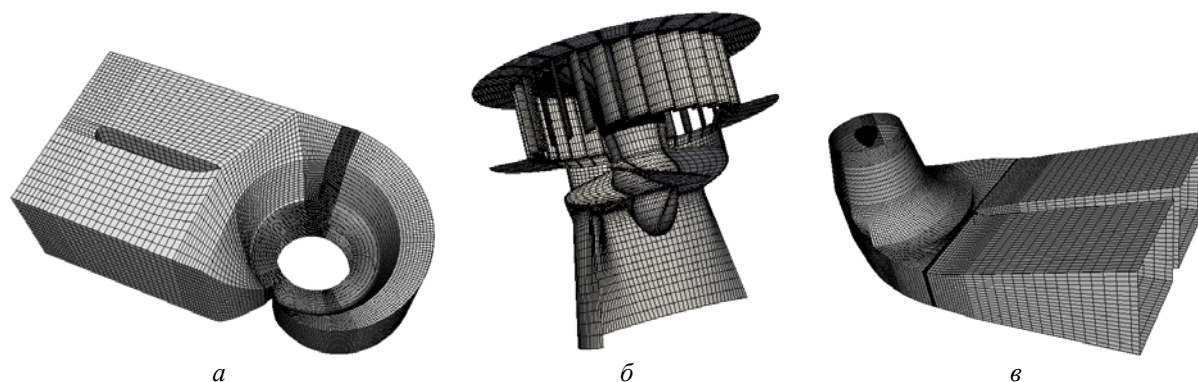


Рис. 1 – Исследуемая проточная часть гидротурбины:
а – спиральная камера; б – решетки НА и РК; в – отсасывающая труба

Таблица 1

Режимные параметры при расчетных исследованиях

Параметры	Режимы			
	1	2	3	4
a_0 , мм	55	65	75	85
Q'_1 , л/с	1005	1170	1360	1580
n'_1 , мин ⁻¹	122	147	175	209
КПД, %	90,5	92	90	82

2 Результаты расчетного исследования течения

Расчетное исследование течения жидкости в ПЧ позволило получить структуру трехмерного вязкого потока во всех её элементах, определить осредненные параметры и потери энергии в характерных сечениях и провести анализ рабочего процесса в вертикальной поворотно-лопастной осевой гидротурбине.

2.1 Спиральная камера

Поток в спирали имеет сложную пространственную структуру. На рис. 2 представлено распределение абсолютной скорости в горизонтальном сечении спиральной камеры, проходящем через середину колонн статора, и в меридиональных сечениях для оптимального режима работы турбины (режим 2, табл. 1).

Величина абсолютной скорости V растет при приближении к колоннам статора и плавно уменьшается к зубу спирали. Максимальные ее значения наблюдаются вблизи колец статора, а к середине канала снижаются на (4–9) %. Величина угла α , формируемого спиральной камерой, существенно зависит от угла охвата. Осредненный по высоте канала угол $\bar{\alpha}$ меняется от 40° во входном сечении до 31° в районе $\varphi = 90^\circ$, а затем повышается до 35° у зуба спирали. В открытой части спирали угол $\bar{\alpha}$ изменяется

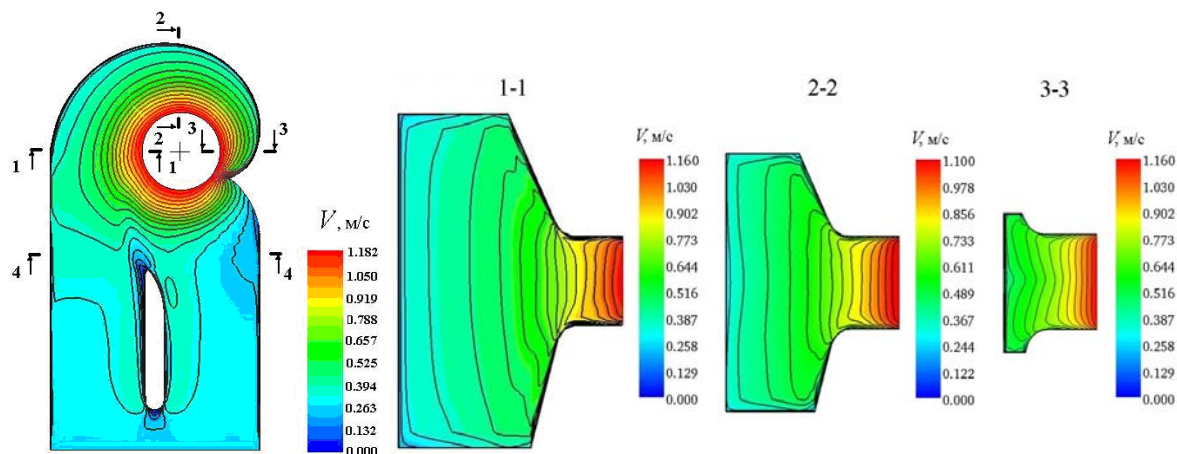


Рис. 2 – Изолинии абсолютной скорости в спиральной камере

от 104° до 40° (рис. 3). Определение угла потока, формируемого спиральной камерой, необходимо для оптимального проектирования колонны статора. Сравнение полученных результатов с данными экспериментальных исследований [4] показывает их хорошее количественное и качественное согласование. Кроме того, полученное осредненное значение угла потока за спиралью, равное $\bar{\alpha} = 33,5^\circ$, согласуется с данными, приведенными в [1].

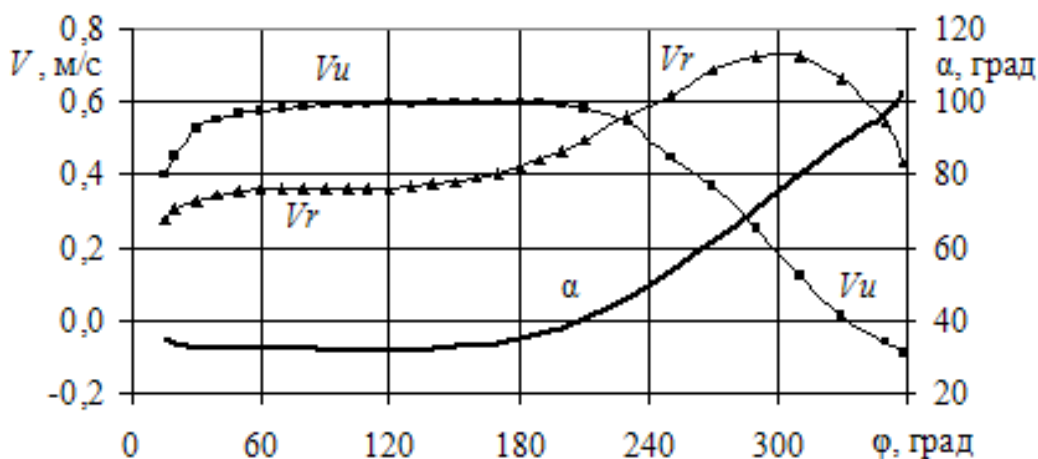


Рис. 3 – Осредненные параметры потока перед входными кромками колонн статора

2.2 Решетки НА и РК

Изолинии полной скорости V в области НА и поворота потока от радиального к осевому направлению течения жидкости приведены на рис. 4. Величины полной скорости имеют меньшие значения в верхней части канала и возрастают у нижнего кольца НА и обода РК. С увеличением открытия НА растет расход жидкости и скорость потока.

На рис. 5 представлены распределения по высоте канала \bar{b} полной скорости V и её компонент, осредненных в окружном направлении, а также угла потока $\alpha_{2\text{пот}}$ в сечении за НА. Параметры потока имеют меньшие значения в верхней части канала и возрастают к нижнему кольцу НА. Наибольшая скорость потока наблюдается в области, занимающей примерно 20 % высоты нижней части канала, что связано с разворотом потока от радиального к осевому направлению. С увеличением открытия

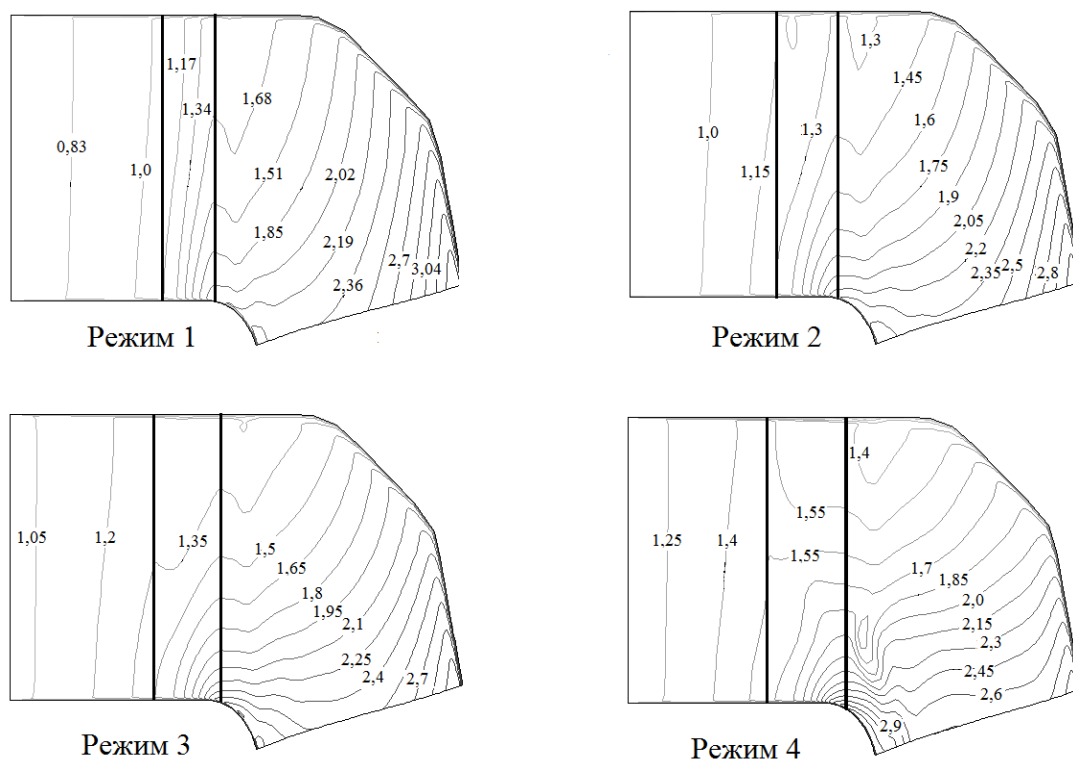


Рис. 4 – Изолинии скорости V (м/с) в области НА для исследуемых режимов работы

НА возрастают расходная составляющая скорости V_r и угол потока, причем характер изменения по высоте канала не меняется, за исключением режима с наибольшим расходом. Окружная составляющая скорости V_u при уменьшении открытия НА возрастает в верхней части канала, а в нижней – изменяется незначительно, неравномерность составляет (25–50) %. Осевая составляющая скорости V_z в верхней части канала близка к нулю и возрастает при приближении к нижнему кольцу НА и увеличении расхода. Таким образом, за НА в потоке наблюдается значительная неравномерность всех компонент скорости (см. рис. 5).

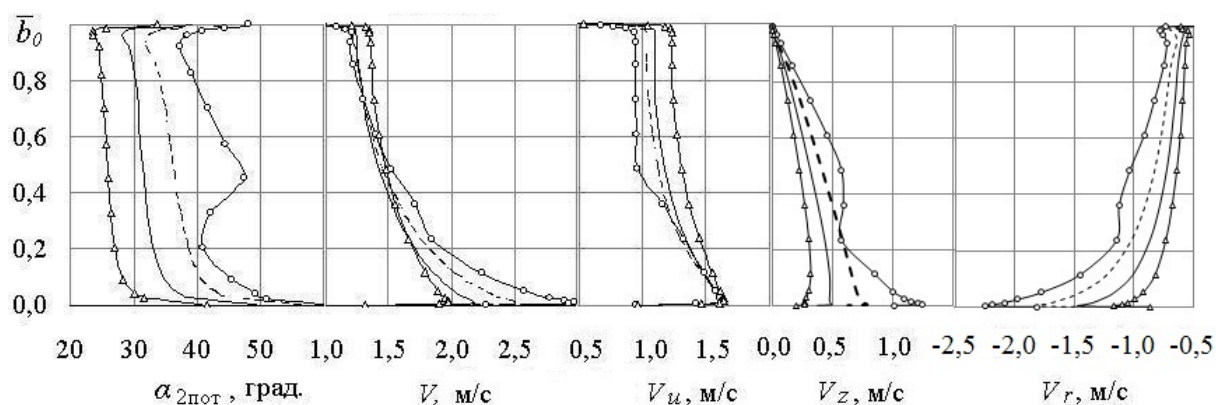


Рис. 5 – Параметры потока в сечении за НА:

—Δ— режим 1; — режим 2; - - - режим 3; —○— режим 4

По приведенным в табл. 2 осредненным значениям углов потока за НА видно, что они не совпадают с геометрическими углами лопатки, недоворот потока растет с увеличением открытия НА и достигает почти 5° .

Таблица 2

Геометрические углы лопатки и осредненные углы потока после НА

Параметр	Режим			
	1	2	3	4
a_0 , мм	55	65	75	85
$\alpha_{1л}$, град	38	43,9	49,3	56,7
$\alpha_{2л}$, град	26,4	33,2	39,5	48,4
$\bar{\alpha}_{2пот}$, град	26,5	32,4	37,5	43,8

На рис. 6 показаны изолинии относительной скорости W в межлопастном канале РК в цилиндрическом сечении с радиусом $R = 0,35$ м для исследуемых режимов работы. Как видно из рисунка, входная кромка в этом сечении обтекается с небольшими (от $+5^\circ$ до -10°) углами атаки. За выходной кромкой наблюдается гидродинамический след, который смыкается на расстоянии, примерно равном трети хорды профиля.

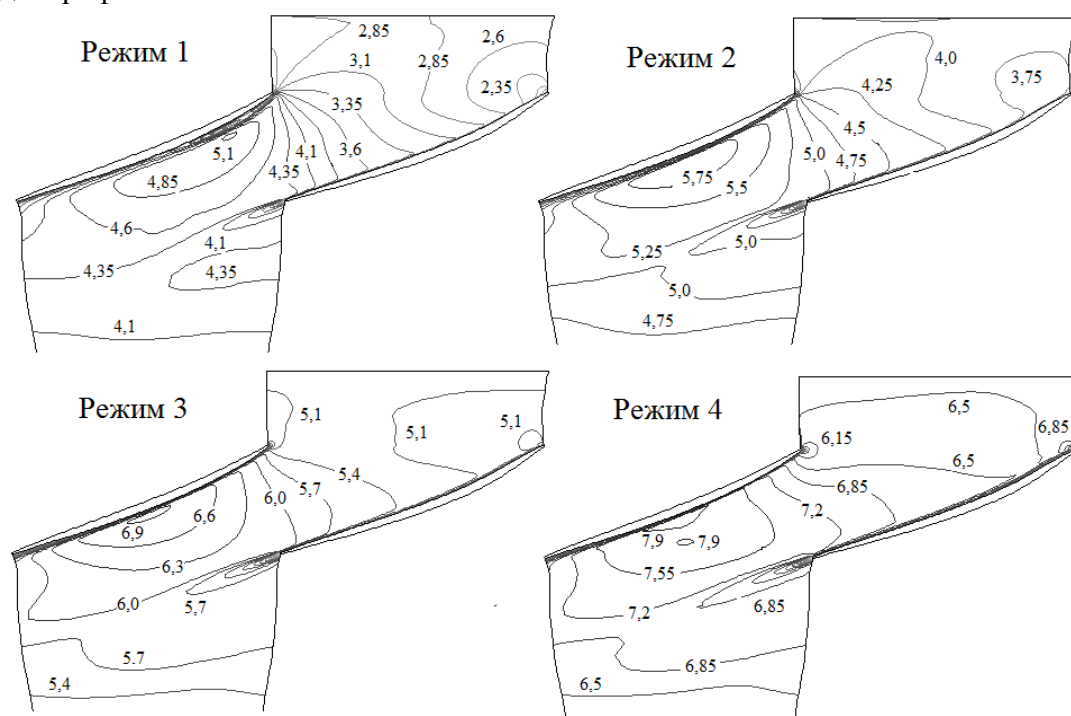


Рис. 6 – Изолинии относительной скорости W (м/с) в межлопастном канале РК

Распределение по ширине канала абсолютных ($\alpha_{1пот}$) и относительных ($\beta_{1пот}$) углов потока, а также абсолютной скорости и ее компонент в сечении перед и за РК показано на рис. 7.

Перед РК наибольшие значения скорости наблюдаются у втулки. На оптимальном расходе (режим 2) неравномерность скорости не превышает 20 %. С увеличением открытия НА и расхода неравномерность V по ширине канала уменьшается. Осевая (расходная) составляющая скорости V_z принимает большие значения в средней части канала и уменьшается к стенкам (на (15–20) %). При увеличении открытия НА значение V_z возрастает, особенно у камеры РК. Окружная составляющая V_u на всех исследованных режимах наибольшее значение имеет у втулки РК, а к середине канала снижается примерно на 40 % и практически не меняется при

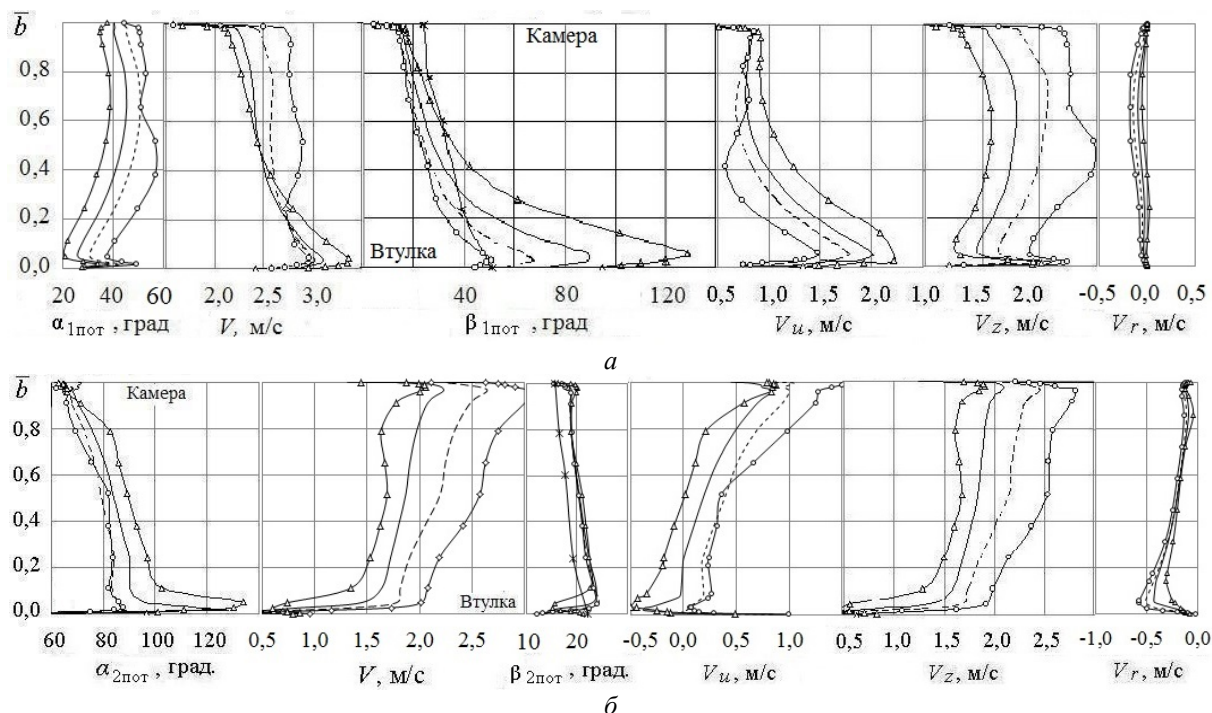


Рис. 7 – Параметры потока в сечении перед а и за б РК:
—Δ— режим 1; — режим 2; ---- режим 3; —○— режим 4; —×— $\beta_{\text{лоп}}$

приближении к камере. С увеличением открытия НА V_u выравнивается по высоте, а ее среднее значение уменьшается. Угол потока $\alpha_{1\text{пот}}$ перед РК имеет меньшее значение у втулки, возрастает к середине канала и затем уменьшается к камере. С увеличением открытия НА значение угла $\alpha_{1\text{пот}}$ возрастает. Радиальная скорость V_r в сечении перед РК для оптимального режима составляет около 5 % от V_z и с увеличением открытия НА изменяется незначительно. Таким образом, поток перед РК можно считать практически осевым с максимальным значением расходной составляющей скорости в средней части канала и с большим значением окружной составляющей у втулки РК.

Угол потока в относительном движении $\beta_{1\text{пот}}$ в области входных кромок РК отличается от лопастного угла $\beta_{\text{лоп}}$, причем наибольшее отличие достигается у втулки. Для оптимального режима (режим 2) значительная часть лопасти, примерно 70 %, обтекается с небольшими (5–7°) отрицательными углами атаки. У втулки направление потока меняется, появляются положительные углы атаки, значения которых повышаются при уменьшении открытия НА и достигают 30–40°. При увеличении открытия НА эпюра $\beta_{1\text{пот}}$ выравнивается по ширине канала и лопасть обтекается с отрицательными углами атаки, не превышающими 8–10°.

После РК основной составляющей абсолютной скорости является расходная V_z , которая достигает 95 % от V . Меньшие значения V_z наблюдаются у втулки, а большие – у периферии лопасти (на 20 %). С увеличением открытия НА и расхода значения расходной составляющей скорости также повышаются. Угол потока $\alpha_{2\text{пот}}$ для оптимального расхода у втулки равен 90° и плавно уменьшается до 70° у камеры РК. Окружная составляющая V_u , определяющая закрутку потока на входе в отсасывающую трубу, имеет небольшие отрицательные значения у втулки, на расстоянии 20 % ширины лопасти меняет знак и увеличивается к камере, достигая 30 % от расходной составляющей скорости. При уменьшении расхода увеличивается отрицательная закрутка, а с увеличением – растет положительная закрутка потока.

Радиальная составляющая скорости V_r на периферии лопасти близка к нулю и возрастает к втулке, достигая 20 % от расходной составляющей V_z .

Таким образом, в потоке после РК преобладает расходная составляющая скорости, но при этом закрутка потока по ширине канала также существенная. Угол потока в относительном движении $\beta_{2\text{пот}}$ в области выходных кромок РК больше лопастного угла $\beta_{2\text{лоп}}$ примерно на 5° для всех исследуемых режимов работы и увеличивается от камеры к втулке.

Выполненные расчетные исследования течения позволили определить области с минимальным статическим давлением $P_{\text{ст}}$ на стороне разрежения лопасти и кавитационный коэффициент турбины $\sigma_{\text{т расч}}$ при высоте отсасывания $H_s = 0$ для четырех режимов работы (табл. 3). Экспериментальный критический кавитационный коэффициент турбины $\sigma_{\text{т эксп}}$ взят из универсальной характеристики [1].

Таблица 3

Кавитационный коэффициент турбины расчетный и экспериментальный

Параметры	Режимы			
	1	2	3	4
$\sigma_{\text{т расч}}$	0,34	0,43	0,6	0,8
$\sigma_{\text{т эксп}}$	0,33	0,43	0,55	0,68

На рис. 8 представлено распределение давления на стороне разрежения лопасти для двух режимов. Область с минимальным значением $P_{\text{ст}}$ расположена на периферии лопасти в средней части выпуклой стороны профиля и с изменением режима практически не меняется.

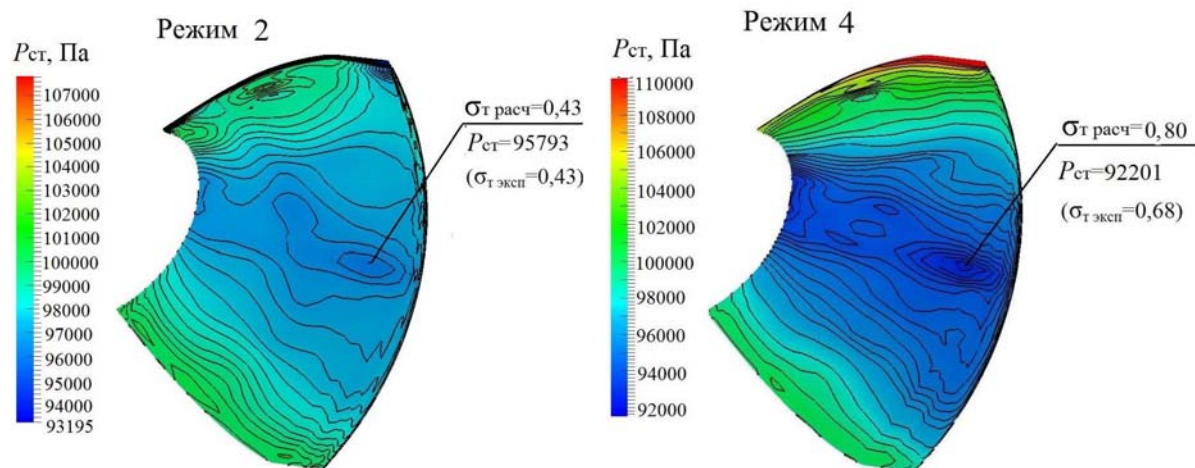


Рис. 8 – Распределение давления на тыльной стороне лопасти

2.3 Отсасывающая труба

Течение жидкости в виде изолиний полной скорости в среднем сечении отсасывающей трубы для четырех режимов работы показано на рис. 9. Видно, что поток в трубе является существенно неравномерным. Для исследуемых режимов по всей длине трубы имеют место застойные области, где скорость течения близка к нулю. В вертикальном диффузоре более равномерное течение получено для оптимального расхода (режим 2), при других режимах за обтекателем наблюдается гидродинамический след (вихревой жгут), который проникает в колено отсасывающей

трубы. Наибольшие застойные зоны образованы в горизонтальном диффузоре, они занимают значительную часть трубы и расположены, в основном, в области выходного сечения.

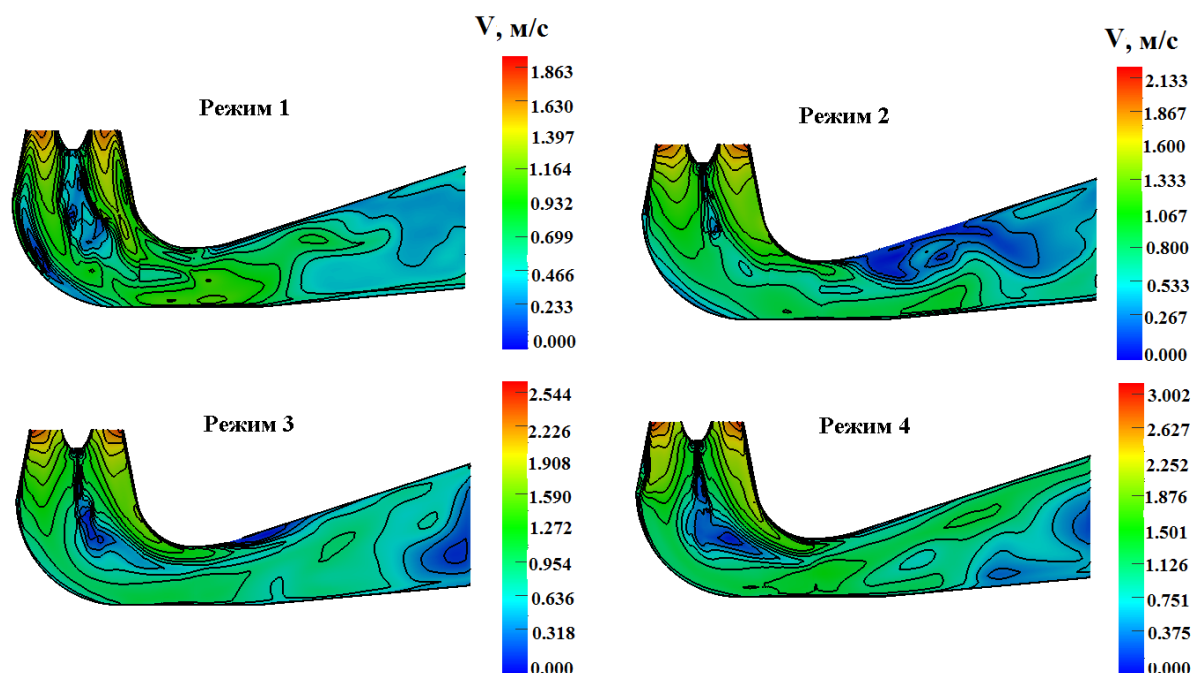


Рис. 9 – Изолинии полной скорости в среднем сечении отсасывающей трубы

В поперечных сечениях трубы большие значения расходной составляющей скорости получены у стенок, а меньшие – в центре. В выходном сечении находятся области с противотоками, в которых отрицательные величины расходной составляющей скорости достигают 30 % от максимального значения скорости. Существенная неравномерность потока наблюдается в левой (по ходу движения жидкости) части горизонтального диффузора, что можно объяснить преобладанием положительной закрутки на выходе из РК для всех исследованных режимов и асимметричным расположением горизонтального диффузора относительно оси турбины.

По результатам расчета пространственного потока в отсасывающей трубе был определен коэффициент Кориолиса с учетом неравномерности расходной составляющей скорости потока (табл. 4). Коэффициент Кориолиса K характеризует неравномерность значений скорости в выходном сечении трубы и представляет собой отношение кинетической энергии реального потока к кинетической энергии, рассчитанной по средней расходной скорости. Наименьшее значение коэффициента K получено для оптимального режима.

Таблица 4
Значения коэффициентов
Кориолиса K в отсасывающей трубе

Параметр	Режим			
	1	2	3	4
K	1,77	1,73	2,03	2,51

в ЦКТИ [7].

Полученные в результате расчетного исследования данные о структуре пространственного течения жидкости в проточной части ПЛ гидротурбины, представленные в данной статье, качественно согласуются с результатами экспериментальных измерений потока пятиканальными шаровыми зондами на гидродинамическом стенде [5, 6] и на аэростенде

2.4 Энергетические характеристики проточной части

По результатам расчетов получены значения потерь энергии во всех элементах ПЧ гидротурбины (рис. 10).

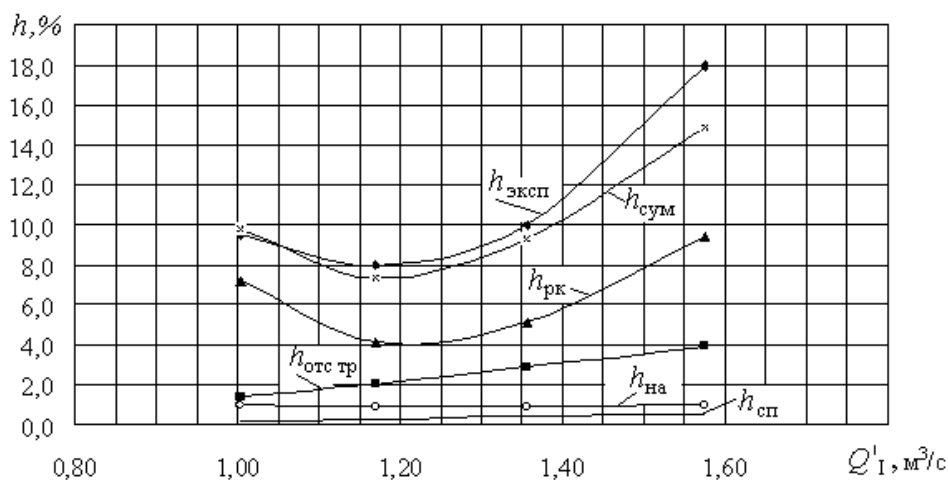


Рис. 10 – Расчетные потери энергии в проточной части

Наибольшие потери энергии получены в РК, их минимум находится в области оптимума универсальной характеристики гидротурбины и составляет 4 %, а в области номинальной нагрузки достигает 6 %. Характер изменения потерь энергии в РК определяет положение минимума потерь во всей ПЧ и фактически формирует оптимум универсальной характеристики гидротурбины. Потери энергии в отсасывающей трубе в оптимуме характеристики составляют 50 % от потерь в РК и повышаются с увеличением расхода. В подводе гидротурбины – спиральной камере и решетке НА – большие потери энергии получены в НА, где скорости потока выше. При оптимальном расходе потери в НА равны 0,9 %, с изменением расхода увеличиваются на 0,1 %. В спиральной камере потери растут с увеличением расхода практически в квадратичной зависимости и в оптимуме составляют 0,33 %.

Минимум расчетных потерь составляет 7,4 %, его положение по расходу совпадает с минимумом, полученным в эксперименте, а значение меньше на 0,6 %. В зоне эксплуатации гидротурбины до $Q'_1 = 1,4 \text{ м}^3/\text{с}$ характер изменения расчетной кривой потерь практически повторяет форму экспериментальной кривой. Отличие значений расчетных потерь от полученных по результатам эксперимента объясняется как погрешностью расчетного метода, так и погрешностью испытаний на стенде.

На рис. 11 отдельно представлены зависимости потерь энергии от режима работы в отсасывающей трубе $h_{\text{отс тр}}$ и в ее элементах: вертикальном диффузоре $h_{\text{верт диф}}$, колене $h_{\text{кол}}$ и горизонтальном диффузоре $h_{\text{гор диф}}$. Потери в отсасывающей трубе растут с увеличением расхода. Максимальное значение получено в колене, что объясняется поворотом потока в канале и диффузорностью течения. При оптимальном расходе (режим 2) потери в колене составляют 1 %, а суммарные потери в отсасывающей трубе равны 2 %.

По результатам расчетных исследований было установлено, что на оптимальном режиме входные геометрические углы лопасти РК номенклатурной гидротурбины имеют существенное расхождение с углами потока на входе в РК (рис. 12). Периферийная часть лопасти обтекается с небольшими (5–7°) отрицательными углами атаки, а у втулки появляются положительные углы атаки, достигающие 30–40°. На

основании этого выполнено усовершенствование лопасти путем изменения ее входных углов (рис. 12).

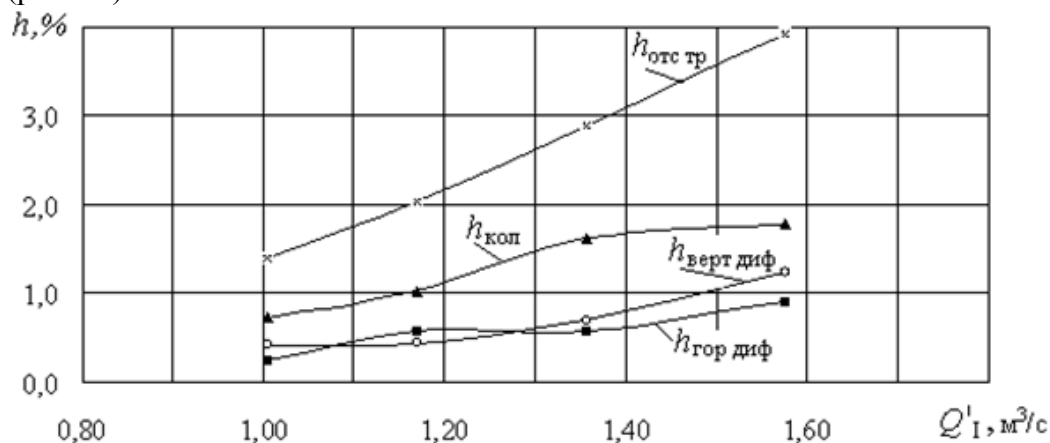


Рис. 11 – Расчетные потери энергии в отсасывающей трубе

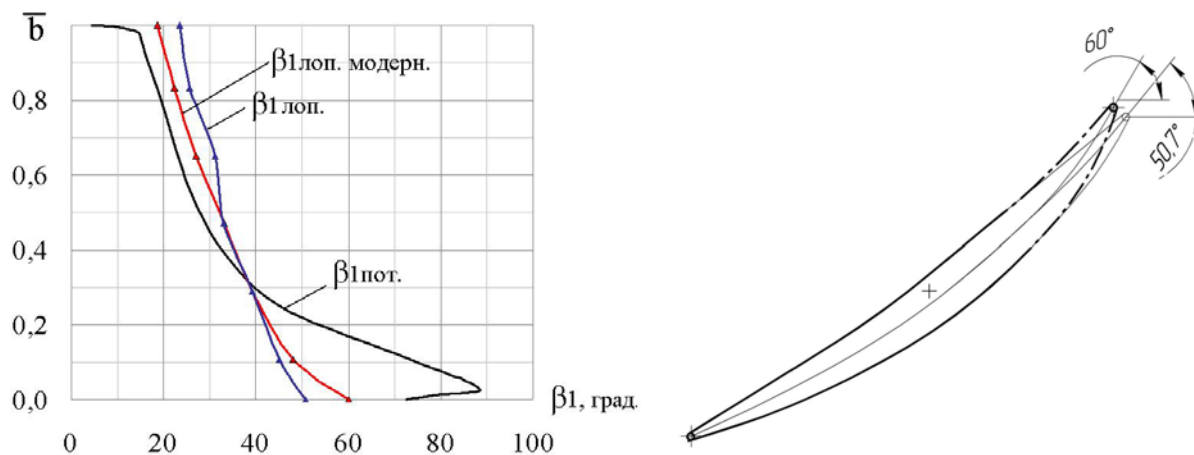


Рис. 12 – Углы потока в относительном движении и углы лопасти на входных кромках исходного и модернизированного РК

Расчетное исследование модернизированного РК подтвердило улучшение обтекания лопасти и уменьшение потерь энергии в области рабочей зоны гидротурбины (рис. 13). Так, при $Q_I' = 1,4 \text{ м}^3/\text{с}$ снижение потерь составляет 0,7 %.

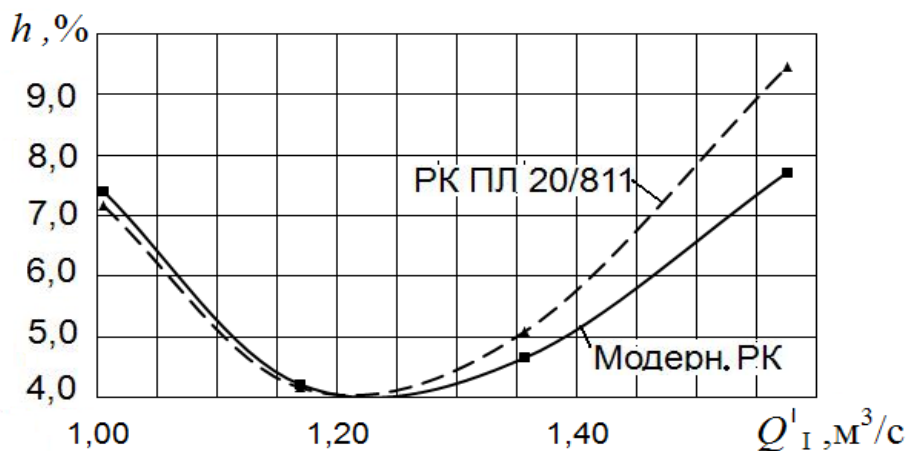


Рис. 13 – Сравнение расчетных потерь энергии в исходном и модернизированном РК

Заклучение

Расчетное исследование трехмерного вязкого течения жидкости в вертикальной поворотно-лопастной осевой гидротурбине позволило получить новые данные о структуре пространственного потока в каждом из элементов проточной части и определить кавитационный коэффициент РК на расчетных режимах.

Расчетный баланс полных потерь энергии в исследуемой проточной части хорошо согласуется с известными экспериментальными исследованиями и результатами модельных испытаний на стенде.

Анализ рабочего процесса в ПЧ поворотно-лопастной осевой гидротурбины и удовлетворительное совпадение с известными экспериментальными данными, а также проведенная модернизация лопасти рабочего колеса позволяют сделать вывод о возможности использования программного комплекса *FlowER-U* для разработки новых и совершенствования модернизируемых проточных частей гидротурбин.

Список литературы: 1. ОСТ 108.023.15–82. Турбины гидравлические вертикальные поворотно-лопастные осевые и радиально-осевые [Текст]. – Л., 1984. – 263 с. 2. Русанов, А.В. Численное моделирование течений вязкой несжимаемой жидкости с использованием неявной квазимонотонной схемы Годунова повышенной точности [Текст] / А.В. Русанов, Д.Ю. Косьянов // Восточ.-Европ. журн. передовых технологий. – 2009. – № 5. – С. 4-7. 3. Русанов, А.В. Моделирование пространственного течения вязкой жидкости в проточной части осевой поворотно-лопастной гидротурбины [Текст] / А.В. Русанов, Ю.В. Городецкий, Д.Ю. Косьянов, П.Н. Сухоребрий, О.Н. Хорев // Пробл. машиностроения. – 2010. – № 4. – С. 15-23. 4. Михайлов, И.Е. Турбинные камеры гидроэлектростанций [Текст] / И.Е. Михайлов. – М.: Энергия, 1970. – 272 с. 5. Завьялов, П.С. Исследование кинематики потока перед рабочим колесом и за ним поворотно-лопастной осевой гидротурбины на напор 30-40 м [Текст] / П.С. Завьялов, А.Е. Сушко, И.С. Веремеенко, А.В. Бондаренко, Н.А. Федоренко // Гидравл. машины, Харьков, 1977. – № 11. – С. 39-44. 6. Квятковский, В.С. Рабочий процесс осевой турбины. Ч.1 [Текст] / В.С. Квятковский // Тр. Всесоюз. ин-т гидр. машиностроения. – М.: Машгиз, 1951. – 155 с. 7. Этинберг, И.Э. Теория и расчет проточной части поворотно-лопастных гидротурбин [Текст] / И.Э. Этинберг. – Л.: Машиностроение, 1965. – 350 с.

Поступила в редколлегию 20.09.13

УДК 621.224

Численное исследование и анализ рабочего процесса в проточной части осевой поворотно-лопастной гидротурбины [Текст] / А.В. Русанов, П.Н. Сухоребрий, О.Н. Хорев, Д.Ю. Косьянов, Ю.В. Городецкий // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 1(1044). – С. 125-135. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.

Наведено результати розрахункового дослідження просторової в'язкої течії рідини в проточній частині вертикальної осьової поворотно-лопатевої гідротурбіни, розробленої на напір 20 м. Моделювання течії виконано на основі чисельного інтегрування рівнянь Рейнольдса та двопараметричної моделі турбулентності Ментера (*SST*). Розрахунки проведені за допомогою програмного комплексу *FlowER-U*. Надано аналіз структури потоку, усереднених параметрів і втрат енергії в усіх елементах проточної частини. Запропоновано варіант удосконаленої лопаті робочого колеса.

Ключові слова: чисельне моделювання, в'язка течія, спіральна камера, гідротурбіна, втрати енергії.

The numerical research results of three-dimensional viscous fluid flow in the axial adjustable-blade (Kaplan) water turbine setting on a 20 m. water head are presented. Calculations are conducted using software package *FlowER-U* which based on the numerical integration of Reynolds averaged Navier-Stokes equations with Menter *SST* two-equation turbulence model. The flow pattern, averaged parameters and energy losses at setting elements. The improved blade runner is proposed.

Keywords: numerical modeling, viscid flow, spiral casing, hydro-turbine, losses of energy.